

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Vliv odstranění středového ložiska ze šnekového
dopravníku na jeho délku a průměr

Effect of Removal of Support Bearing of Screw
Conveyor to Its Length and Diameter

Student: Kateřina Kuchariková

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Nečas, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání bakalářské práce

Student:

Kateřina Kuchariková

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma:

**Vliv odstranění středového ložiska ze šnekového dopravníku na jeho
délku a průměr
Effect of Removal of Support Bearing of Screw Conveyor to Its Length
and Diameter**

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Posud'te vliv odstranění středového ložiska z dlouhého šnekového dopravníku. Provést výpočet a konstrukční řešení šnekového dopravníku s rotorem bez středového ložiska pro tyto parametry: vodorovný šnekový dopravník, průměr šneku 320 mm, stoupání šneku 320 mm, dopravovaný materiál portlandský cement, dopravní výkon 18 m³hod⁻¹. Dopravní vzdálenost bude odpovídat maximálně dosažitelné délce šnekového hřídele bez středového ložiska.

- Rešerši z oblasti konstrukčního řešení šnekových dopravníků.
- Výpočtové posouzení optimální geometrie průřezu šnekového hřídele pro stávající provedení s kruhovou trubicí.
- Posouzení možnosti a případně i vlivu odlišné geometrie průřezu šnekového hřídele na jeho tuhost (návrh jiného průřezu hřídele, vyztužení stávajícího provedení a pod).
- V případě, že délka šnekového hřídele dosáhne délky, která je nerealizovatelná z hlediska polotovaru, dopravy či montáže, navrhnete hřídel, dělený na dvě nebo i více částí.
- Posouzení vlivu zvětšené délky šnekového hřídele na jeho uložení.
- Posouzení vlivu navařených listů šroubovice na tuhost šnekového hřídele.
- Konstrukční návrh daného řešení.

Seznam doporučené odborné literatury:

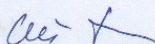
- [1] Polák, J. Bailotti, K. Pavliska, J. Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X
- [2] Cvekl, Z. Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. Praha: SNTL Praha, 1976
- [3] Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. Praha: SNTL/SVTL Praha 1966.
- [4] Polák, J., Pavliska J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Skriptum, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [5] Pešat, Z.: Manipulace s materiálem v hutích I. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1992, ISBN 80-7078-107-6
- [6] Screw conveyor and bucket elevator, Engineering guide, www.kwsmfg.com
- [7] Prospekty, firemní materiály

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

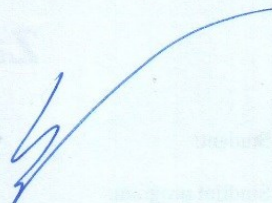
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Nečas, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

plné jméno autora práce

Kateřina Kuchariková

Lidická 706

Třinec, 739 61

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KUCHARIKOVÁ, K. *Vliv odstranění středového ložiska ze šnekového dopravníku na jeho délku a průměr: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2016, 51 s. Vedoucí práce: Nečas, J.

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem šnekového dopravníku bez středového ložiska pro dopravu portlandského cementu. Výchozí parametry byly zadány firmou DSD-Dostál a.s., Dřevohostice. V rešeršní části je shrnuta problematika současného stavu konstrukčních řešení šnekových dopravníků. Výpočtová část klade důraz na zjištění optimálních rozměrů šnekové hřídele tak, aby bylo dosaženo co největší délky bez nutnosti využití středového ložiska. Dále jsou provedeny výpočty dopravníku, včetně návrhu pohonu, uložení a pevnostní kontroly šnekové hřídele. V závěru je provedeno posouzení vlivu listů šnekovnice na tuhost šnekového hřídele a také možnost využití jiného tvaru průřezu šnekové hřídele. Součástí bakalářské práce je výkresová dokumentace obsahující sestavný výkres šnekového dopravníku a výrobní výkres šnekové hřídele.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KUCHARIKOVÁ, K. *Effect of Removal of the Support Bearing of the Screw Conveyor to its Length and Diameter: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2016, 51 p. Thesis head: Nečas, J.

This bachelor thesis deals with the structural design of the screw conveyor without center bearing for transportation portland cement. The default parameters were specified by DSD - Dostál a.s., Dřevohostice. The search part is summarized issues of contemporary design solutions screw conveyors. Calculation emphasizes to determine the optimum dimensions of the screw shaft so as to achieve the greatest possible length without the need for the central bearing. Further calculations were performed, including the drive, bearing and solidity checks of the screw shaft. In conclusion were assessed effect of sheets worm to shaft stiffness and usage of different cross-sectional shape of the screw shaft. Part of this bachelor thesis is drawing documentation containing the assembly of the screw conveyor and production drawing of the worm shaft.

Seznam použitých zkratk a značek

B	šířka ložiska	[m]
b	šířka pera	[m]
C	základní dynamická únosnost ložiska	[N]
CEMA	conveyor equipment manufacturers association	-
C_0	základní statická únosnost ložiska	[N]
D	průměr šneku	[m]
d_1	průměr díry ložiska	[m]
$d_{\check{c}}$	průměr hřídele vstupního čepu	[m]
D_t	vnější průměr trubky	[m]
d_t	vnitřní průměr trubky	[m]
E	modul pružnosti v tahu	[Pa]
e	koeficient ložiska	[-]
F_a	axiální síla	[N]
F_{ap}	přípustné axiální zatížení ložiska	[N]
F_m	síla materiálu na žlab	[N]
f_m	součinitel tření mezi materiálem a šnekem	[-]
F_p	síla na pero	[N]
F_{r1}	radiální síla na jedno ložisko	[N]
$F_{\check{s}}$	tíha šneku	[N]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h	výška pera	[m]
HMH	Huber, von Mies, Hencky hypotéza	-
i	převodový poměr	[-]
i_l	počet ložisek	[-]
i_s	počet segmentů šnekovnice	[-]
J_p	polární kvadratický moment	[m ⁴]
k	bezpečnost průhybu	[-]
k'	bezpečnost	[-]
k_d	doporučená bezpečnost průhybu	[-]
k_j	součinitel plnění	[-]
l	délka hřídele mezi podpěrami	[m]
L	celková délka hřídele	[m]
L_{10}	základní trvanlivost ložiska	[10 ⁶ ot]

L_{10h}	základní hodinová trvanlivost ložiska	[hod]
l_d	dopravní vzdálenost	[m]
l_{max}	maximální délka hřídele mezi podpěrami	[m]
l_p	délka pera	[m]
$m_{celk.}$	celková hmotnost	[kg]
$m_{\check{c}}^{konc.}$	hmotnost koncového čepu	[kg]
$m_{\check{c}}^{vstup.}$	hmotnost vstupního čepu	[kg]
m_h	hmotnost hřídele	[kg]
m_h^1	hmotnost jednoho metru hřídele	[kg]
M_k	kroutící moment	[N.m]
MKP	metoda konečných prvků	-
M_k^{skut}	skutečný kroutící moment	[N.m]
m_m	hmotnost materiálu	[kg]
M_{omax}	maximální ohybový moment	[N.m]
$m_{\check{s}}$	hmotnost šnekovnice	[kg]
$m_{\check{s}}^1$	hmotnost jednoho segmentu šnekovnice	[kg]
n_{kr}	kritické otáčky	[s ⁻¹]
n_m	jmenovité otáčky motoru	[s ⁻¹]
n_{opt}	otáčky	[s ⁻¹]
n_v	výstupní otáčky	[s ⁻¹]
p	stoupání šneku	[m]
P	výkon motoru	[W]
PTFE	polytetrafluorethylen, teflon	-
p'	exponent trvanlivosti ložiska	[-]
P_0	ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
p_{dov}	dovolený tlak	[MPa]
P_e	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
P_k	výkon na hřídeli dopravníku	[W]
p_p	tlak pera na hřídel	[MPa]
q	spojité zatížení	[N.m ⁻¹]
Q_v	objemový dopravní výkon	[m ³ .hod ⁻¹]
Q_{vskut}	skutečný objemový dopravní výkon	[m ³ .hod ⁻¹]
R_e	mez kluzu	[MPa]
R_s	účinný poloměr šnekovnice	[m]

S	obsah	$[m^2]$
t	hloubka drážky pro pero v hřídeli	$[m]$
t_1	hloubka drážky pro pero v náboji	$[m]$
t_t	tloušťka trubky	$[m]$
V	objem	$[m^3]$
w	odpor proti pohybu	$[-]$
W_k	modul průřezu v krutu	$[m^3]$
W_o	modul průřezu v ohybu	$[m^3]$
y	průhyb trubky	$[m]$
Y_0	koeficient pro statické zatížení ložiska	$[-]$
Y_1	koeficient ložiska pro radiální sílu	$[-]$
Y_2	koeficient ložiska pro axiální sílu	$[-]$
y_{max}	maximální průhyb	$[m]$
y_{MKP}	průhyb dle MKP	$[m]$
α	úhel stoupání šnekovnice	$[^\circ]$
δ	třecí úhel mezi materiálem a šnekem	$[^\circ]$
ε	sklon dopravníku	$[^\circ]$
η	účinnost	$[-]$
π	pí	$[-]$
ρ_{oc}	hustota oceli	$[kg.m^{-3}]$
ρ_s	sytná hmotnost cementu	$[kg.m^{-3}]$
σ_o	ohybové napětí	$[MPa]$
σ_{red}	redukované napětí	$[MPa]$
τ_{dovk}	dovolené napětí v krutu	$[MPa]$
τ_{dovs}	dovolené napětí ve střihu	$[MPa]$
τ_k	napětí v krutu	$[MPa]$
τ_s	napětí ve střihu	$[MPa]$
ω	úhlová rychlost	$[s^{-1}]$

Obsah

	strana
Seznam použitých zkratk a značek	7
Úvod.....	12
1 Šnekový dopravník	13
1.1 Šnek	14
1.2 Žlab	15
1.3 Pohon	16
1.4 Ložiska a čepy	17
1.5 Portlandský cement.....	19
2 Výpočet optimální geometrie šnekového hřídele s kruhovou trubicí	20
2.1 Výpočet průměru hřídele	21
2.2 Pevnostní analýza hřídele	24
2.3 Výpočet zaplnění žlabu.....	26
3 Návrh pohonu	27
3.1 Volba elektromotoru	27
3.2 Volba spojky	28
3.3 Výpočet skutečného kroutícího momentu na výstupu z převodovky	29
4 Hmotnost šnekové hřídele	30
4.1 Hmotnost trubky	30
4.2 Hmotnost šnekovnice.....	30
4.3 Hmotnost čepů.....	31
4.4 Hmotnost celého šneku.....	32
5 Uložení šneku	33
5.1 Axiální síla.....	33
5.2 Radiální síla	34
5.3 Návrh vstupního ložiska	34
5.4 Výpočet trvanlivosti ložiska	36
5.5 Návrh koncového ložiska	38
6 Pevnostní kontrola	39
6.1 Kontrola na ohyb	39
6.2 Kontrola na krut.....	40

6.3	Bezpečnost.....	40
6.4	Kontrola průměru vstupního čepu	41
6.5	Kontrola pera	41
7	Vlivy působící na tuhost šnekového hřídele	43
7.1	Listy šnekovnice na šnekové hřídeli.....	43
7.2	Odlišné průřezy šnekového hřídele.....	44
	Závěr	47
	Seznam použitých zdrojů.....	48
	Seznam příloh	50

Úvod

Šnekové dopravníky jsou určeny k plynulé dopravě práškových a zrnitých materiálů. Dopravují ve vodorovném, nakloněném i svislém směru. Dle konstrukce slouží šnekové dopravníky k vyprazdňování, či plnění zásobníků a sil. Lze je využívat i jako součást technologických linek.

Cílem bakalářské práce je posouzení vlivu odstranění středového ložiska ze šnekového dopravníku. To znamená provést návrh konstrukčního řešení šnekového dopravníku bez použití středového ložiska pro dopravu portlandského cementu. Dopravní vzdálenost bude odpovídat maximálně dosažitelné délce šnekového hřídele bez středového ložiska. Zadání bakalářské práce bylo vytvořeno firmou DSD-Dostál a.s., Dřevohostice, která se specializuje na manipulaci se sypkými hmotami.

Úvod práce je věnován řešerši z oblasti konstrukčního řešení šnekových dopravníků, včetně rozdělení a popisu jednotlivých částí. Následuje výpočet optimální geometrie šnekového hřídele pro provedení s kruhovou trubkou. Pro navržené parametry hřídele jsou pak provedeny výpočty vedoucí k návrhu pohonu a uložení šnekového dopravníku. Nejvíce namáhané části šnekového dopravníku jsou pevnostně zkontrolovány. V závěru práce je posouzen vliv navařených listů šnekovnice na tuhost šnekového hřídele a také možnosti využití jiného průřezu hřídele.

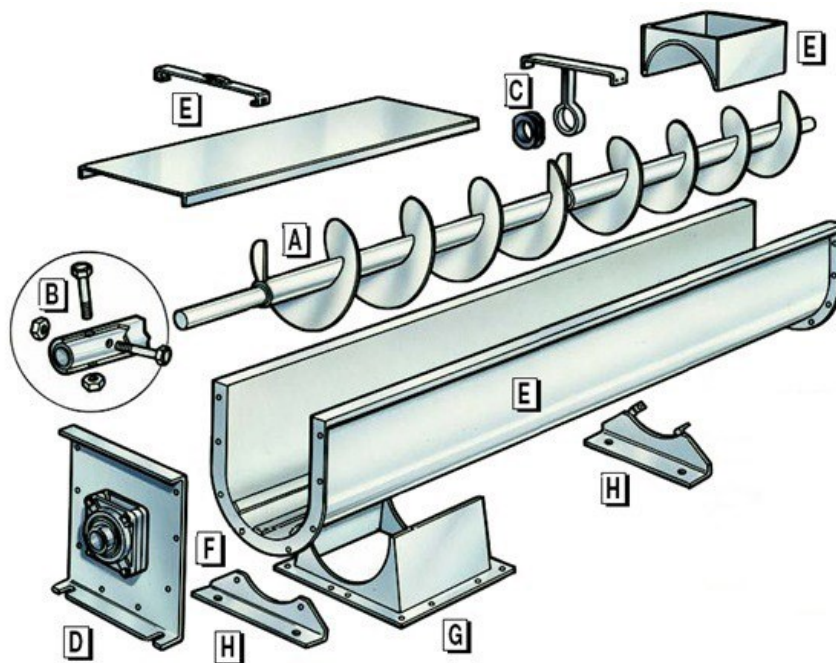
Součástí bakalářské práce je výkresová dokumentace, která je tvořena sestavným výkresem šnekového dopravníku a výrobním výkresem šnekové hřídele.

1 Šnekový dopravník

Šnekový dopravník je dopravní zařízení, jehož pracovním prvkem je šnek, který rotuje v pevném žlabu. Dopravovaný materiál je šnekem posouván ve směru osy žlabu za předpokladu, že tření materiálu o stěny žlabu je větší než tření mezi materiálem a šnekovnicí. Používají se pro dopravu sypkých a zrnitých materiálů v různých průmyslových odvětvích, jako např. ve stavebnictví (cement, vápenec, písek), v zemědělství (obilí, šrot, mouka) apod. Použití šnekového dopravníku se nehodí pro materiály, které jsou lepkavé, hrubozrnné, nebo se snadno drtí. Nevhodné jsou i silně abrazivní materiály, které obrušují šnek i žlab.

Mezi výhody šnekových dopravníků patří jednoduchá konstrukce, spolehlivost, prachotěsnost, prostorová nenáročnost. Částice materiálu se ve šnekovém dopravníku pohybují nejen přímočaře, ale také rotují po obvodu šneku. Tím dochází k promíchávání materiálu, což je technologicky výhodné u tzv. míchacích šneků.

Dopravníky jsou vhodné pro malá a střední dopravovaná množství ($0,06 - 200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) a na dopravní vzdálenosti do 50 m. Často se využívají jako podavače s délkou do 5 m. Konstrukce bývají pro vodorovnou nebo mírně šikmou dopravu (do 20°), výjimečně pro svislou dopravu. [1]



Obr. 1 Části šnekového dopravníku [2]

A – šnek; B – spojovací komponenty; C – závěs, středové ložisko; D – čelo žlabu; E – kryty, násypný otvor; F – žlab; G – výsypný otvor; H – podpěry


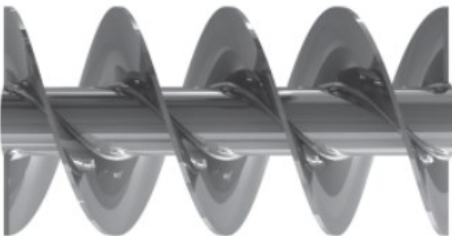

1.1 Šnek

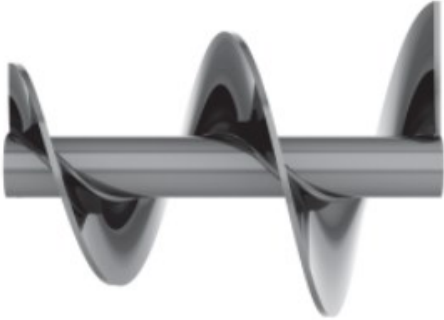

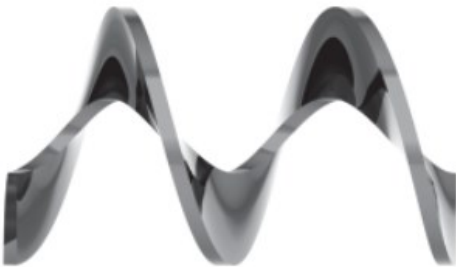

Šnek je základní částí dopravníku, zajišťuje dopravu materiálu. Skládá se z hřídele a šnekovnice. Šnekovnice bývá připevněna (přivařena) na hřídeli. Tvar a charakteristické rozměry šnekovnice mají velký vliv na vlastnosti celého dopravníku.

Plná šnekovnice je tvořena plochým závitem z ocelového plechu, který je svým vnitřním průměrem přichycen k hřídeli. Jiným typem jsou šnekovnice obvodové, lopatkové nebo kuželové, které se využívají s ohledem na požadovanou funkci dopravníku. Podle směru stoupání šnekovnic se dělí na pravochodé, levochodé a kombinované. Zvláštním druhem je šnekovnice spirálová (bezosá), která je tvořena pouze šnekovnicí bez hřídele.

Krouticí moment od pohonu dopravníků přenáší hřídel šneku. Hřídel bývá plný – pro menší rozměry šneku, při větších rozměrech se používá tlustostěnná trubka, která je při nízké hmotnosti dostatečně ohybově tuhá.

Tab. 1 Typy šnekovnic [3]

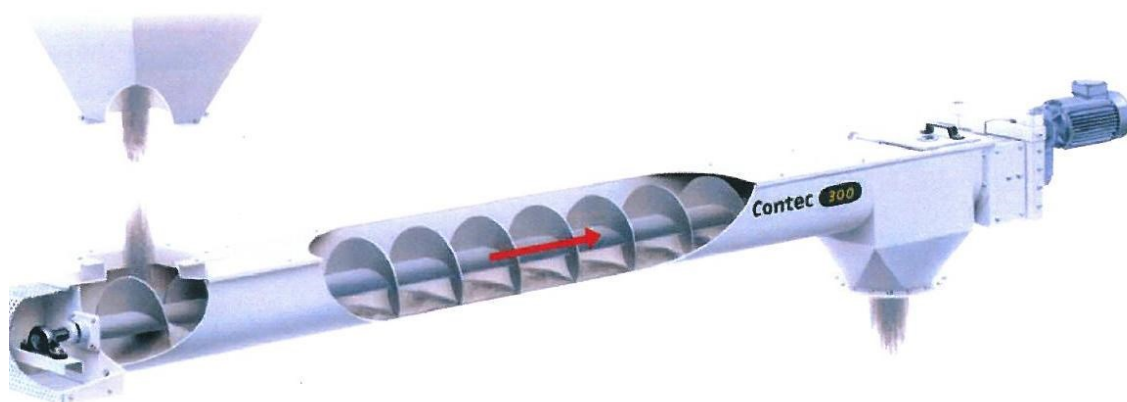
	Plná šnekovnice
	Šnekovnice s roztečí rovnající se průměru je považována za standart, je vhodná pro většinu dopravníků konvenční vodorovné konstrukce.
	Dvojitá šnekovnice
	Dvojitá šnekovnice urychluje dopravní proces na vstupu a zrovnoměrňuje tok materiálu na výstupu.
	Obvodová šnekovnice
	Použití obvodové šnekovnice je vhodné především pro lepidlo materiály. Volný prostor mezi hřídeli a listy eliminuje ulpívání materiálu v koutech.

	Kuželová šnekovnice
	Kuželová šnekovnice se využívá u materiálů náchylných ke stlačení. Podle směru přívodu materiálu dochází buď k nakypření, nebo nahuštění materiálu.
	Hřebenová šnekovnice
	Tvar šnekovnice materiál míchá a provzdušňuje. Při dopravě materiálu o vyšší teplotě lze tímto způsobem látku mírně chladit.
	Bezosa šnekovnice
	Základním prvkem je spirála, jejíž konstrukce umožňuje volný tok materiálu a zabraňuje přechování. Vhodná při dopravě materiálů se sklonem k namotávání se, a při materiálech s různou velikostí částic.
	Lopatková šnekovnice
	Na hřídel jsou přivařeny segmenty ve tvaru lopatek. Využívá se především k promíchávání dopravované směsi.

1.2 Žlab

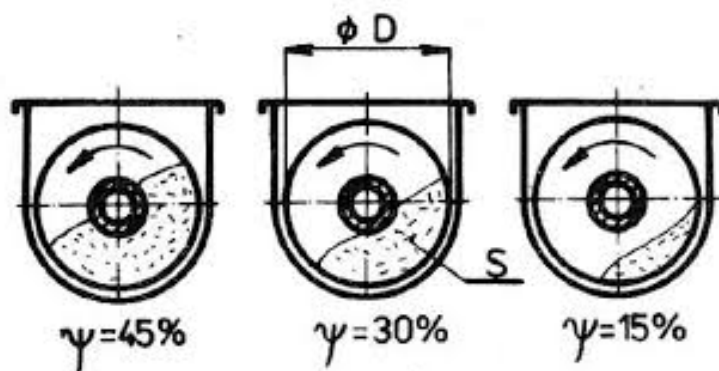
Žlab je nosnou částí dopravníku. Rozlišují se žlaby trubkové a žlaby ve tvaru písmene U. Žlaby se vyrábí z ocelového plechu různé tloušťky, sestavují se ze sekcí na potřebné rozměry. Žlaby mohou být kryté i otevřené. Materiál se do žlabu přivádí shora, ale výhodou je, že odvádět se může v libovolném místě dopravníku nebo i na více

místech. V závislosti na dopravovaném materiálu bývá minimální vůle mezi žlabem a šnekovnicí mezi 5 až 10 mm.



Obr. 2 Šnekový dopravník [4]

Při dopravě materiálu ve šnekovém dopravníku nesmí být průřez žlabu zcela zaplněn. Pokud by taková situace nastala, mohlo by dojít k nahuštění materiálu, zejména v místech uložení ložisek hřídele a mohla by se vytvořit zátka, která by se pak otáčela se šnekem. Aby dopravník fungoval správně, je nutné vhodně volit součinitele plnění, který vyjadřuje procento zaplnění průřezu žlabu. Využívá se 15, 30 a 45%. [1]



Obr. 3 Stupeň zaplnění průřezu žlabu [5]

1.3 Pohon

V dnešní době se k pohonu šnekového dopravníku nejčastěji používá převodový elektromotor. Pro regulaci otáček pohonu se využívá frekvenční měnič. Hnací skupinu je možno uložit na konzolu, která je spojena s čelem žlabu, nebo přírubovým spojem přímo na čelo žlabu. Pro větší jednotky se používá samostatný základ. Důležitou součástí je spojka, která přenáší hnací moment z výstupního hřídele převodovky na hřídel šneku. Ke spojení hřídele elektromotoru a výstupního hřídele se používá spojení přímé, spojení

řetězem nebo spojení řemenem. Podle umístění pohonu se dopravníky dělí na tažné a tlačné.



Obr. 4 Poháněcí stanice šnekových dopravníků [6]

1.4 Ložiska a čepy

Hřídel je na obou koncích uložena v ložiskách a alespoň jedno musí přenášet axiální síly. Provedení bývá přírubové, nebo přes ložiskovou jednotku, která se umísťuje za čelo žlabu (obr. 5). Nejčastěji se volí valivá ložiska soudečková, která přenáší axiální síly. Druhé ložisko se volí průchozí radiální, což umožňuje dilataci šnekovnice.

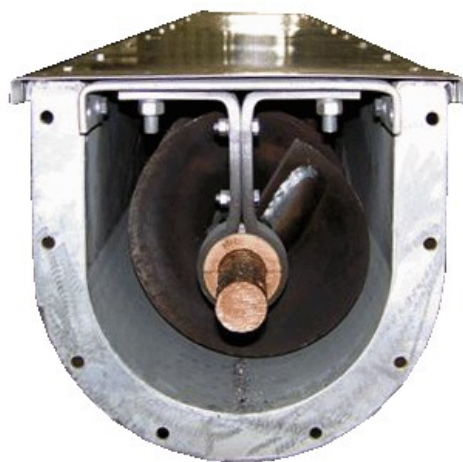


Obr. 5 Koncové ložisko [7]

Při větší délce dopravníku je nutné hřídel uložit do podpěrných středových ložisek, aby nedošlo k velkému průhybu hřídele. V místě uložení se taktéž realizuje spojování jednotlivých dílů šneků. Díly se spojují nalisováním, přírubami, či drážkovaným spojem. Středová ložiska se umisťují ve vzdálenosti 3 – 5 m od sebe, bývají výškově stavitelná, převážně kluzná, uložená v pouzdrech. Kluzná ložiska se skládají z pouzdra a výstelky. Pouzdra se vyrábějí z různých materiálů – šedá litina, bronz, hliníkové slitiny, mosaz. Výstelka bývá plastová. Těsnění zajišťují těsnící kroužky. Ložiska se mažou se olejem nebo tukem, bývají i samomazné, kdy je pórovitý materiál nasycen olejem. Velmi využívaná jsou i kluzná ložiska vyrobená z materiálu umožňujícího provoz na sucho (např. PTFE). Kluzná ložiska jsou jednoduchá na výrobu, prostorově nenáročná a chod je tichý.

V některých případech se využívají i ložiska valivá. Mají menší součinitel tření, takže jsou oproti kluzným účinnější. Nevýhodou jsou větší rozměry, dražší provedení a hlučnost při chodu.

Celkovou nevýhodou středových ložisek je potřeba pravidelné údržby z důvodu opotřebení, nutnost mazání a možná kontaminace dopravovaného materiálu mazivem.



Obr. 6 Středové ložisko kluzné [8]

Šnekový hřídel je opatřen čepem pohonu, koncovým čepem a čepy pro závěsná ložiska. Čepy se do trubky lícují, proti otáčení se zajišťují svary, kolíky nebo šrouby. [9]

1.5 Portlandský cement

Cement je práškové pojivo, jemně mletá anorganická látka, která po smíchání s vodou tuhne a tvrdne. Portlandský cement je nejběžněji využívaným cementem při výrobě betonu a malty. Obsahuje směs oxidů vápníku, křemíku, hliníku a v závislosti na požadovaných vlastnostech i jiné prvky. Vyrábí se pálením vápence s jílem nebo pískem, čímž vzniká slínek, ke kterému se při mletí přidává sádrovec pro regulaci tuhnutí. Vzniklý prášek je připraven k použití.

Portlandský cement se klasifikuje podle různých norem. Mezi hlavní patří americká norma ASTM C150 a evropská EN-197. Obě tyto normy dále dělí cement do pěti tříd (I, II, III, IV, V). Třídy podle evropské normy neodpovídají americké normě a neměly by být nahrazovány.

Fyzikální vlastnosti:

- Měrná hmotnost – *podíl hmotnosti a objemu* - největší měrnou hmotností se vyznačují čisté portlandské cementy ($\rho = 3050$ až $3150 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$). U směsných cementů je měrná hmotnost nižší.
- Objemová hmotnost – *hmotnost objemové jednotky včetně dutin a pórů, bez mezer mezi zrny* - závisí na jemnosti mletí, na setřesení při dopravě a skladování. Proto hodnota kolísá – pro volně ložený cement ($\rho_0 = 900$ až $1100 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$), cement v pytlích ($\rho_0 = 1350$ až $1500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$). Při objemovém dávkování se počítá s objemovou hmotností $\rho_0 = 1200 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. [10]
- Sypná hmotnost - *hmotnost objemové jednotky včetně dutin, pórů a mezer mezi zrny* – u cementu je sypná hmotnost shodná s objemovou

2 Výpočet optimální geometrie šnekového hřídele s kruhovou trubicou

Pro řešení šnekového dopravníku mi byly v zadání bakalářské práce specifikovány parametry uvedené v tabulce 2. Tabulka 3 obsahuje doplňující hodnoty, bez kterých by nebylo možné provádět výpočty.

Tab. 2 Zadané hodnoty

Průměr šneku	D	320	[mm]
Stoupání šneku	p	320	[mm]
Objemový dopravní výkon	Q_v	18	[m ³ ·h ⁻¹]
Sklon dopravníku	ε	0	[°]

Tab. 3 Doplňující hodnoty

Gravitační zrychlení	g	9,81	[m·s ⁻²]
Modul pružnosti v tahu pro ocel, dle [11], str. 35	E	2,1·10 ⁵	[MPa]
Součinitel plnění, dle [12], použití pro šnekový dopravník bez středového ložiska	k_φ	0,45	[-]
Sypná hmotnost cementu, dle [10]	ρ_s	1200	[kg·m ³]

Aby byla splněna podmínka dopravy materiálu, musí být odstředivá síla menší nebo rovna tíze dopravovaného materiálu.

$$m_m \cdot 0,5 \cdot D \cdot \omega^2 \leq m_m \cdot g \quad (1)$$

Úhlová rychlost:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{kr} \quad [s^{-1}] \quad (2)$$

Úpravou vzorců (1) a (2) dostaneme vzorec pro výpočet kritických otáček.

$$n_{kr} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{g}{0,5 \cdot D} \right)^{0,5} \quad [s^{-1}] \quad (3)$$

$$n_{kr} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{9,81}{0,5 \cdot 0,32} \right)^{0,5}$$

$$n_{kr} = 1,246 \text{ s}^{-1}$$

Největšího dopravního výkonu se dosahuje při polovině kritických otáček, z čehož vyplývá vzorec pro optimální otáčky.

$$n_{opt} = 0,5 \cdot n_{kr} \quad [s^{-1}] \quad (4)$$

$$n_{opt} = 0,5 \cdot 1,246$$

$$n_{opt} = 0,623 \, s^{-1} = 37,38 \, min^{-1}$$

2.1 Výpočet průměru hřídele

Při návrhu průměru hřídele šnekového dopravníku jsem vycházela z předpokladu, že hřídel představuje nosník uložený na dvou podpěrách. Profil nosníku, v tomto případě mezikruží, je charakterizován kvadratickým momentem. Abych zjistila optimální průhyb hřídele vzhledem k délce hřídele, provedla jsem sérii výpočtů pro různé průměry trubek ve standardně vyráběných rozměrech (dle firmy Ferona, a.s. [15]) uvedených v následující tabulce 4. Tloušťku trubky jsem uvažovala u všech průměrů stejnou, aby bylo možné zajistit spojení hřídele s koncovými čepy.

Tab. 4 Průhyby trubek

D _t [mm]	114	127	133	140	152	159	168
t _t [mm]	8	8	8	8	8	8	8
S [mm ²]	2 664,07	2 990,80	3 141,59	3 317,52	3 619,11	3 795,04	4 021,24
q [N.m ⁻¹]	205,09	230,24	241,85	255,39	278,61	292,15	309,56
J _p [mm ⁴]	7,5·10 ⁶	1,1·10 ⁷	1,2·10 ⁷	1,5·10 ⁷	1,9·10 ⁷	2,2·10 ⁷	2,6·10 ⁷
l _{max} [m]	y [mm]						
3	0,14	0,11	0,10	0,09	0,07	0,07	0,06
3,5	0,25	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11
4	0,43	0,34	0,31	0,28	0,23	0,21	0,19
4,5	0,69	0,55	0,50	0,45	0,38	0,34	0,31
5	1,06	0,84	0,76	0,68	0,57	0,52	0,46
5,5	1,55	1,23	1,11	1,00	0,84	0,76	0,68
6	2,19	1,74	1,58	1,41	1,19	1,08	0,96
6,5	3,02	2,40	2,17	1,95	1,64	1,49	1,33
7	4,06	3,22	2,92	2,62	2,20	2,00	1,79

l_{\max} [m]	y [mm]						
7,5	5,35	4,25	3,85	3,45	2,90	2,64	2,35
8	6,92	5,50	4,98	4,47	3,76	3,42	3,05
8,5	8,82	7,01	6,35	5,70	4,79	4,36	3,88
9	11,09	8,81	7,98	7,16	6,02	5,48	4,88
9,5	13,76	10,93	9,91	8,89	7,48	6,80	6,06
10	16,90	13,42	12,17	10,92	9,18	8,35	7,44
k [-]	3,32	3,10	3,42	3,81	3,44	3,78	3,28

Zeleně označené hodnoty v tabulce 4 jsou mezní hodnoty průhybů, pro které platí doporučená bezpečnost. Těmto hodnotám odpovídá maximálně dosažitelná délka šnekové hřídele, přesněji se jedná o vzdálenost mezi podpěrami – ložisky.

Z tabulky 4 také vyplývá, že nejmenší průhyb na největší délce má trubka o průměru $D_t = 168$ mm. Mohu zvolit maximální délku hřídele $l_{\max} = 8000$ mm mezi ložisky. Průhyb je při této délce je $y = 3,05$ mm, vůle mezi šnekem a žlabem je $y_{\max} = 10$ mm, což je maximální průhyb. Poměr vůle a průhybu vyhovuje doporučené bezpečnosti $k_d = 3$.

Vzhledem k tomu, že šneková hřídel je tvořena trubkou, šnekovnicí a dvěma čepy, kterými je hřídel upevněná v ložiskách, je nutné při konstrukčním řešení navrhovat rozměry všech částí tak, aby ložisková vzdálenost nepřesáhla 8 metrů. Pro vlastní konstrukční řešení jsem navrhla délku šneku (trubka s navařenou šnekovnicí) 7000 mm, ložisková vzdálenost 7478 mm. Vzdálenost jsem zvolila menší, než dovoluje výpočet, protože na průhyb bude mít vliv i hmotnost šnekovnice (tomuto jevu se věnuji v samostatné kapitole 7.1).

Z upravené rovnice pro objemový dopravní výkon provedu kontrolu, zda bude splněno zadané hodinové množství dopravovaného materiálu.

$$Q_{vskut} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - D_t^2) \cdot k_\varphi \cdot p \cdot n_{opt} \quad [m^3 \cdot hod^{-1}] \quad (5)$$

$$Q_{vskut} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,32^2 - 0,168^2) \cdot 0,45 \cdot 0,32 \cdot 0,623 \cdot 3600$$

$$Q_{vskut} = 18,82 \, m^3 \cdot hod^{-1}$$

$$Q_{vskut} \geq Q_v$$

$$18,82 > 18 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Spojité zatížení, které bude působit na hřídel šnekového dopravníku je vypočteno v následující rovnici.

$$q = \frac{\pi}{4} \cdot (D_t^2 - d_t^2) \cdot \rho_{oc} \cdot g \quad [N \cdot m^{-1}] \quad (6)$$

kde: $\rho_{oc} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$... hustota oceli, ze které je hřídel vyrobena

$d_t = 152 \text{ mm}$... vnitřní průměr trubky

$$q = \frac{\pi}{4} \cdot (0,168^2 - 0,152^2) \cdot 7850 \cdot 9,81$$

$$q = 309,67 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Polární kvadratický moment pro mezikruží je vyjádřen vztahem [11], str. 40.

$$J_p = \frac{\pi}{4} \cdot (D_t^4 - d_t^4) \quad [m^4] \quad (7)$$

$$J_p = \frac{\pi}{4} \cdot (0,168^4 - 0,152^4)$$

$$J_p = 2,58 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

Výsledný průhyb hřídele je vypočten rovnicí pro výpočet průhybu nosníku, uloženém na dvou podpěrách, na který působí spojitě zatížení [11], str. 45.

$$y = \frac{5}{384} \cdot \frac{q \cdot l^4}{E \cdot J_p} \quad [mm] \quad (8)$$

kde: $l = 7478 \text{ mm}$... délka šnekové hřídele mezi podpěrami (ložisky)

$$y = \frac{5}{384} \cdot \frac{309\,670 \cdot 7478^4}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,58 \cdot 10^7}$$

$$y = 2,327 \text{ mm}$$

Po konzultaci s konstruktérem firmy DSD-Dostál, a.s. jsem zvolila vzdálenost mezi žlabem a šnekem $y_{\max} = 10 \text{ mm}$ a byla mi doporučena bezpečnost průhybu $k_d = 3$.

$$k = \frac{y_{max}}{y} \quad [-] \quad (9)$$

$$k = \frac{10}{2,327}$$

$$k = 4,3$$

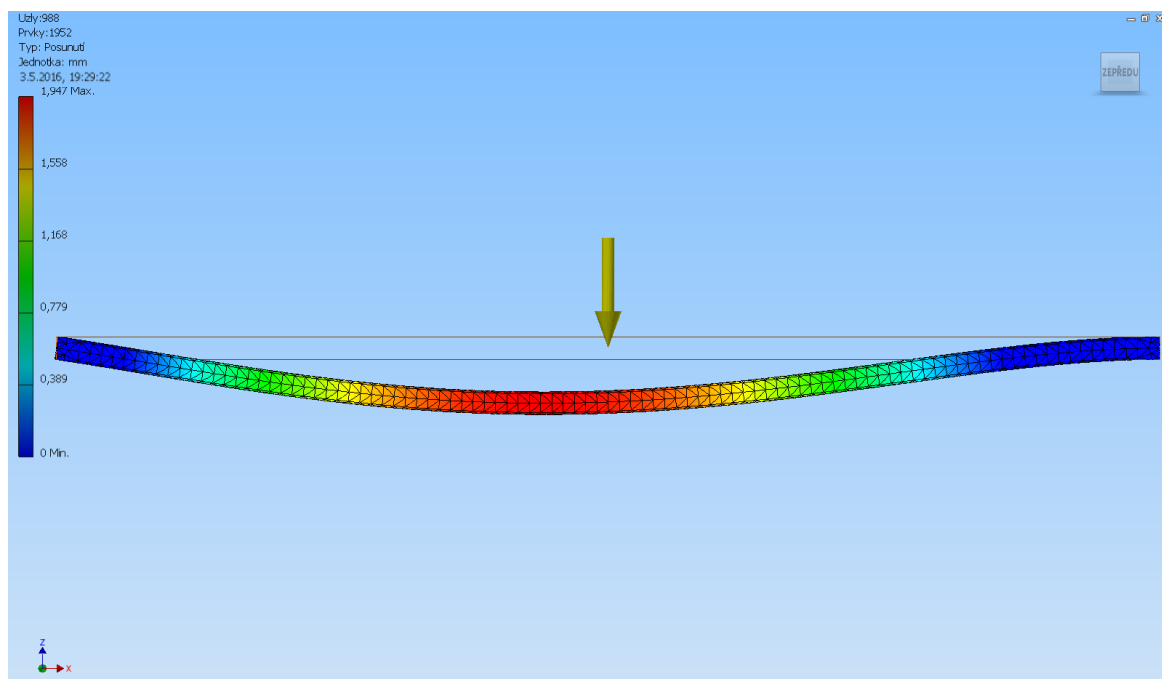
$$k \geq k_d$$

$$4,3 > 3 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

2.2 Pevnostní analýza hřídele

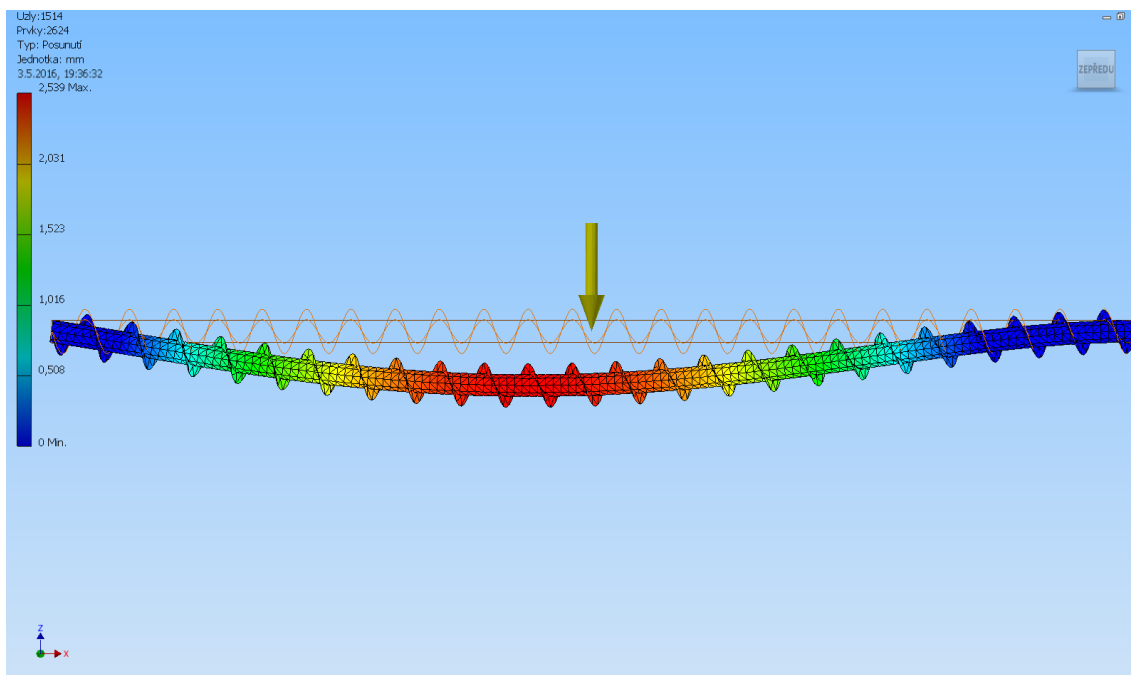
Numericky je vypočítán pouze průhyb samotné trubky šneku, proto jsem se rozhodla, že pro porovnání provedu ještě pevnostní analýzu MKP v programu Autodesk Inventor 2014. Vytvořila jsem zjednodušené modely pro trubku i pro celý šnek (trubka se šnekovnicí).

Modely jsou zatíženy gravitační silou a upevněny na jedné straně pevně, na druhé posuvně, abych obdobných dosáhla podmínek jako při reálném šneku. Výsledky průhybů jsou zobrazeny na obr. 7 a obr. 8.



Obr. 7 Průhyb hřídele dle MKP ($y_{MKP} = 1,947 \text{ mm}$)

Hodnota průhybu samotné hřídele je 1,947 mm, celého šneku je 2,539 mm. Průhyb trubky vypočítaný numericky se liší od průhybu zjištěného pevnostní analýzou. To může být způsobeno několika vlivy. Model byl zjednodušen, aby bylo možné vytvořit výpočtovou síť. Průhyb je rozdílný i proto, že metoda konečných prvků pracuje s odlišnými okrajovými podmínkami. Model má velké rozměry a výpočtová síť je moc hustá, což také může vyvolávat výpočtovou odlišnost.



Obr. 8 Průhyb šneku dle MKP ($y_{MKP} = 2,539 \text{ mm}$)

Pro průhyb celého šneku $y_{MKP} = 2,539 \text{ mm}$ provedu ještě kontrolu bezpečnosti.

$$k = \frac{y_{max}}{y_{MKP}} \quad [-] \quad (10)$$

$$k = \frac{10}{2,539}$$

$$k = 3,94$$

$$k \geq k_d$$

$$3,94 > 3 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

2.3 Výpočet zaplnění žlabu

Plochu zaplnění žlabu jsem zvolila $k_{\varphi} = 45\% = 0,45$. Americká norma CEMA umožňuje vyšší zaplnění žlabu i pro materiály jako je cement, za předpokladu, že dopravník nebude mít středové ložisko. [12]

Následující vzorec udává objem materiálu ve žlabu.

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - D_t^2) \cdot k_{\varphi} \cdot l_d \quad [m^3] \quad (11)$$

kde: $l_d = 6540 \text{ mm}$... dopravní vzdálenost (vzdálenost mezi osou násypu a výsypu materiálu) vyplývá z konstrukčního řešení

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot (0,32^2 - 0,168^2) \cdot 0,45 \cdot 6,54$$

$$V = 0,171 \text{ m}^3$$

Vztah (12) určuje celkovou hmotnost cementu na dopravní vzdálenosti.

$$m_m = V \cdot \rho_s \quad [kg] \quad (12)$$

$$m_m = 0,171 \cdot 1200$$

$$m_m = 205,74 \text{ kg}$$

Sílu, kterou působí materiál na žlab, vyjadřuje vzorec (13).

$$F_m = m_m \cdot g \quad [N] \quad (13)$$

$$F_m = 205,74 \cdot 9,81$$

$$F_m = 2018,34 \text{ N}$$

3 Návrh pohonu

Aby bylo možné vhodně zvolit elektromotor pro pohon dopravníku, je nutné znát minimální potřebný výkon na hřídeli dopravníku, který se stanoví z následující rovnice.

$$P_k = \frac{Q_v \cdot \rho_s \cdot L}{3600} \cdot (w \cdot \cos \varepsilon + \sin \varepsilon) \cdot g \quad [W] \quad (14)$$

kde: $w = 3,2$... měrný odpor proti pohybu pro cement, dle [9], str. 61, tab. 6.2

$\varepsilon = 0^\circ$... sklon dopravníku

$L = 7,712 \text{ m}$... celková délka hřídele

$$P_k = \frac{18 \cdot 1200 \cdot 7,712}{3600} \cdot (3,2 \cdot \cos 0 + \sin 0) \cdot 9,81$$

$$P_k = 1452,57 \text{ W} = 1,5 \text{ kW}$$

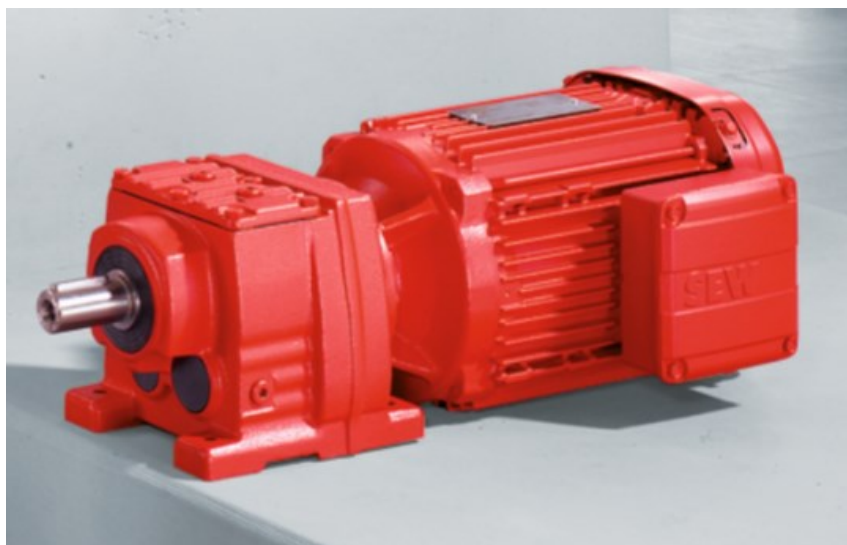
3.1 Volba elektromotoru

Zadávací firmou mi byl doporučen výrobce pohonů SEW-EURODRIVE. Vypočítaný potřebný výkon $P_k = 1,5 \text{ kW}$ je na rozhraní výkonnostních skupin, proto jsem kontaktovala konzultanta firmy SEW, který mi poradil zvolit z katalogu řadu s vyšším výkonem - $2,2 \text{ kW}$. Do on-line aplikace firmy SEW jsem zadala známé parametry, na základě kterých aplikace vygenerovala několik nejvhodnějších typů převodových elektromotorů. Zvolila jsem asynchronní čelní převodový elektromotor R67DRE100M4. Hlavní parametry jsou uvedeny v tabulce 5.

Tab. 5 Hlavní parametry motoru [13]

Výkon motoru	P	2,2	kW
Jmenovité otáčky motoru	n_m	1425	min^{-1}
Převodový poměr	i	37,50	-
Výstupní otáčky	n_v	38	min^{-1}
Výstupní krouticí moment	M_k	555	N·m
Účinnost	η	86	%

K poháněcí stanici jsem navrhla frekvenční měnič firmy SEW-EURODRIVE, typ MDX61B0022-5A3-4-00. Frekvenční měnič je schopný plynule regulovat otáčky v obou směrech otáčení, je vhodný pro řízený rozběh a doběh elektromotoru a také se využívá k ochraně proti přetížení.



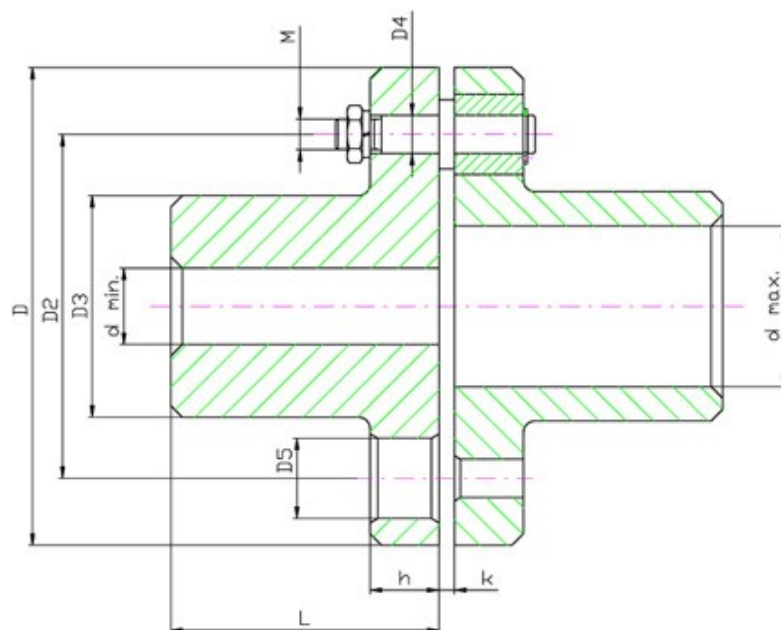
Obr. 9 Čelní převodový elektromotor SEW [13]

3.2 Volba spojky

Ke spojení výstupní hřídele elektromotoru a hřídele šneku jsem zvolila pevnou axiální čepovou spojku BKN 160.10 od výrobce KOVO, výrobní družstvo Brno. Tato spojka přenáší krouticí moment se stálým průběhem v obou směrech točení při trvalém i přerušovaném provozu, má jednoduchou konstrukci, je spolehlivá a ekonomicky výhodná. Základní parametry spojky jsou uvedeny v tabulce 6.

Tab. 6 Základní parametry spojky [14]

Typ	M_{tmax} [N·m]	n_{max} [min ⁻¹]	D [mm]	D3 [mm]	L [mm]	h [mm]	$d_{min} - d_{max}$ [mm]	Hmotnost [kg]
160	800	3600	160	78	80	22	24 - 55	11



Obr. 10 Rozměrový náčrt spojky [14]

3.3 Výpočet skutečného kroucího momentu na výstupu z převodovky

Z výkonu pohonu vypočítám skutečnou hodnotu kroucího momentu.

$$M_k^{skut} = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_v} \quad [N \cdot m] \quad (15)$$

$$M_k^{skut} = \frac{2200}{2 \cdot \pi \cdot \frac{38}{60}}$$

$$M_k^{skut} = 552,85 \, N \cdot m$$

Vypočítaný kroucí moment se od udávaného pouze mírně liší, takže tento rozdíl můžu zanedbat.

4 Hmotnost šnekové hřídele

Celková hmotnost šnekové hřídele se skládá z dílčích hmotností trubky, šnekovnice a čepů. Hmotnost je důležitá pro výpočty při návrhu ložisek. Materiál šnekovnice i čepů je stejný - S235JR dle EN 10025, který odpovídá oceli 11 373.

4.1 Hmotnost trubky

Nosnou část hřídele tvoří trubka bezešvá hladká kruhová, kterou jsem zvolila z katalogu Ferona, a.s. [15]. Vyrobená je z materiálu S235 dle EN 10025, který odpovídá oceli 11 353.

Vnější průměr:	168 mm
Tloušťka stěny:	8 mm
Hmotnost:	31,6 kg/m

Hmotnost trubky o délce 7 metrů bude:

$$m_h = m_h^1 \cdot l \quad [kg] \quad (16)$$

$$m_h = 31,6 \cdot 7$$

$$m_h = 221,2 \text{ kg}$$

4.2 Hmotnost šnekovnice

Šnekovnice bude svařena z 22 listů. Segmenty jsou vyrobeny z plechu o tloušťce 4 mm, hmotnost jednoho kusu $m_s^1 = 1,83 \text{ kg}$ jsem zjistila z 3D modelu (viz obr. 11).

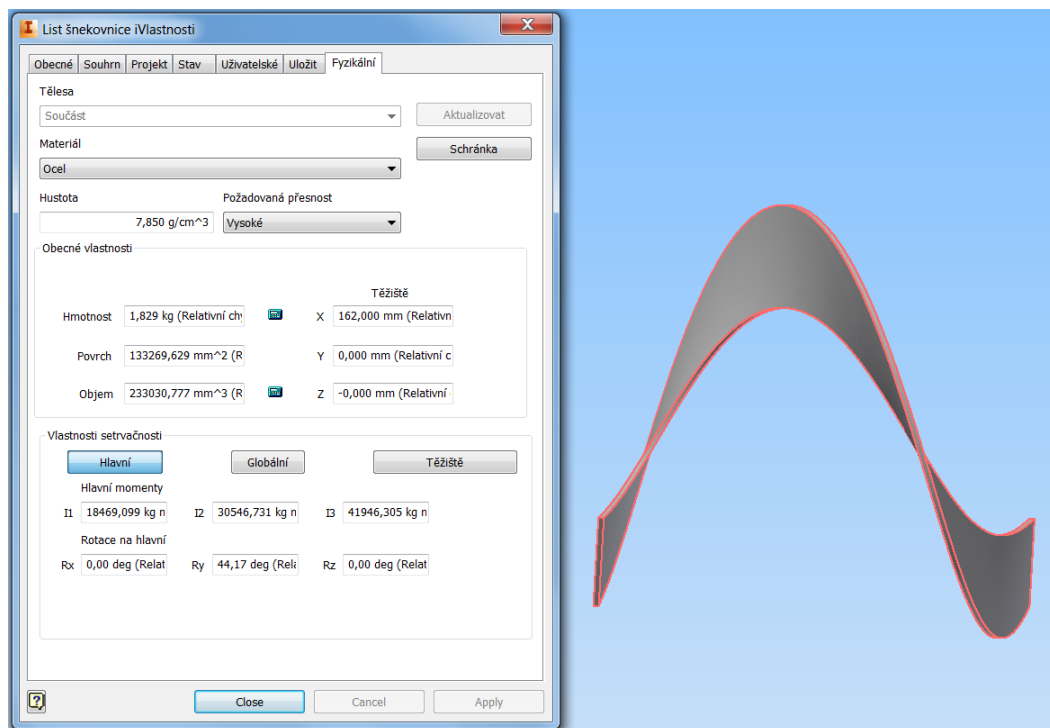
Hmotnost šnekovnice:

$$m_s = m_s^1 \cdot i_s \quad [kg] \quad (17)$$

kde: $i_s = 22$... počet segmentů šnekovnice

$$m_s = 1,83 \cdot 22$$

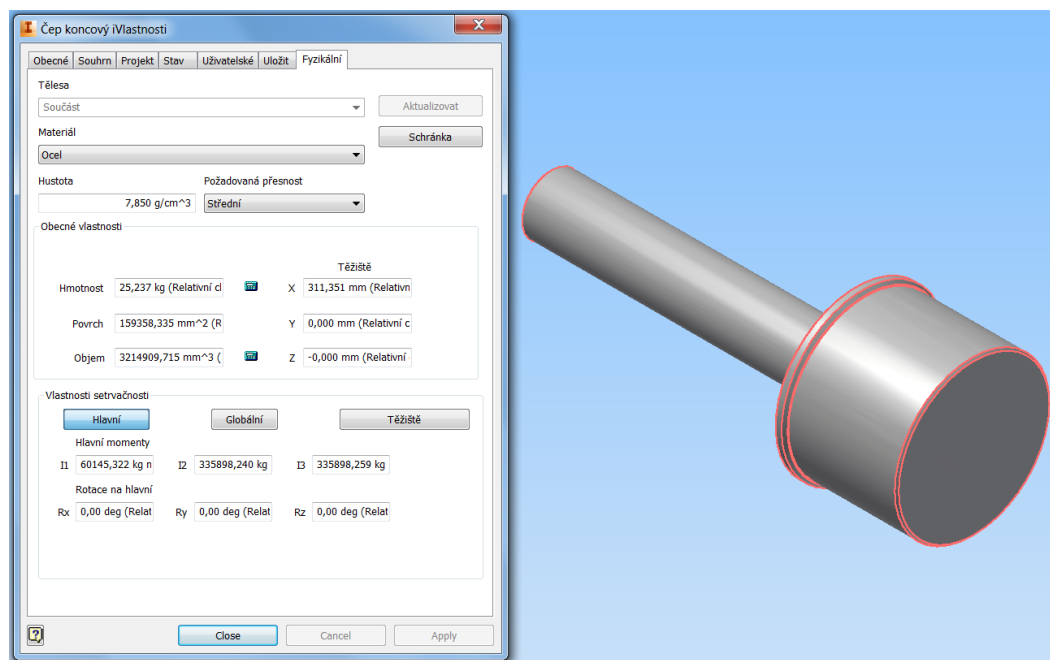
$$m_s = 40,26 \text{ kg}$$



Obr. 11 Hmotnost listu šnekovnice

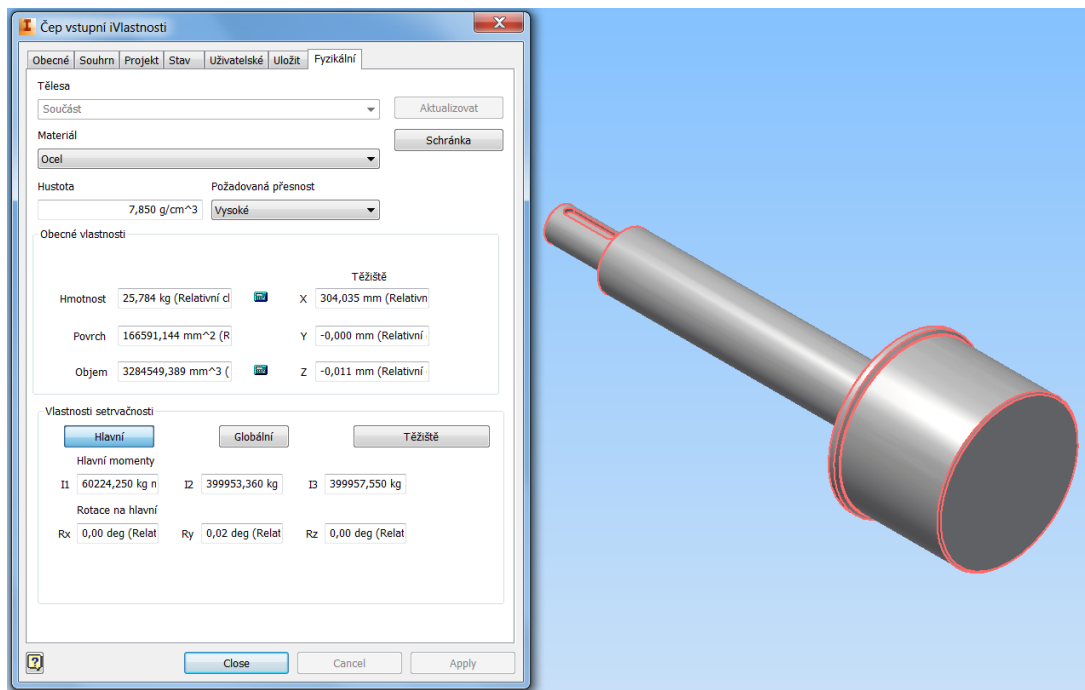
4.3 Hmotnost čepů

Hmotnosti vstupního i koncového čepu jsem také zjistila pomocí 3D modelů. Hmotnost koncového čepu $m_c^{\text{konc.}} = 25,24 \text{ kg}$, dle obr. 12.



Obr. 12 Hmotnost koncového čepu

Dle obr. 13 hmotnost vstupního čepu $m_{\check{c}}^{vstup.} = 25,78 \text{ kg}$.



Obr. 13 Hmotnost vstupního čepu

4.4 Hmotnost celého šneku

Hmotnost šneku je součtem hmotností všech součástí. Ke hmotnosti jsem ještě připočítala 3 kg svarů, kterými bude šnek spojen.

$$m_{celk.} = m_h + m_{\check{s}} + m_{\check{c}}^{vstup.} + m_{\check{c}}^{konc.} \quad [kg] \quad (18)$$

$$m_{celk.} = 221,2 + 40,26 + 25,78 + 25,24 + 3$$

$$m_{celk.} = 315,48 \text{ kg}$$

5 Uložení šneku

Hřídel šnekového dopravníku je na obou koncích uložena v ložiskách. Aby se eliminovalo znečištění ložisek, jsou ložiska uložena vně šnekového dopravníku v samostatném ložiskovém tělese. Pro správný návrh ložisek je nutné znát radiální a axiální sílu, kterou budou ložiska zatěžována.

5.1 Axiální síla

Působením materiálu na osu šneku vzniká v dopravníku axiální síla. Aby se zabránilo posunutí šneku vlivem této síly, umísťuje se hřídel šneku do axiálního nebo soudečkového ložiska.

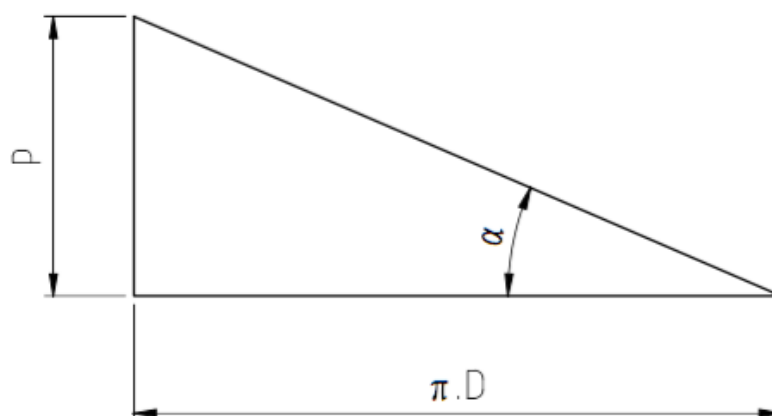
Účinný poloměr šnekovnice je dán vztahem (19).

$$R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2} \quad [m] \quad (19)$$

$$R_s = 0,75 \cdot \frac{0,32}{2}$$

$$R_s = 0,12 \, m$$

Úhel stoupání šnekovnice vychází z rozvinutého závitu šnekovnice dle obr. 14.



Obr. 14 Úhel stoupání šneku

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi \cdot D} \quad [^\circ] \quad (20)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{0,32}{\pi \cdot 0,32}$$

$$\alpha = 17^\circ 39'$$

Součinitel tření mezi materiálem (cement) a šnekem (ocel) je $f_m = 0,9$, dle [16], str. 12, tab. 8. Třecí úhel mezi materiálem a šnekem vyplývá z následující rovnice:

$$f_m = \operatorname{tg} \delta \quad [^\circ] \quad (21)$$

$$\delta = \operatorname{arctg} 0,9$$

$$\delta = 41^\circ 59'$$

Axiální síla působící na hřídel šneku:

$$F_a = \frac{M_k}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \delta)} \quad [N] \quad (22)$$

$$F_a = \frac{555}{0,12 \cdot \operatorname{tg}(17,66 + 41,98)}$$

$$F_a = 2709,13 \text{ N}$$

5.2 Radiální síla

Celková hmotnost šneku je rozložena rovnoměrně ve vstupním a koncovém ložisku, z čehož vyplývá i výpočet pro radiální sílu na jedno ložisko – rovnice (23).

$$F_{r1} = \frac{m_{\text{celk.}} \cdot g}{i_l} \quad [N] \quad (23)$$

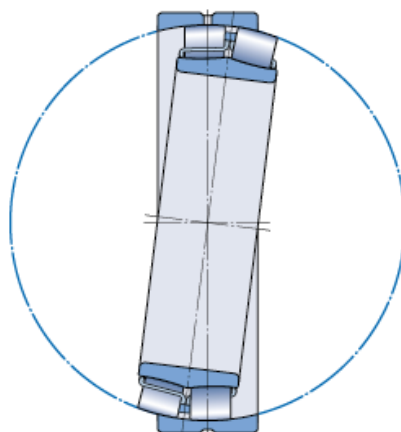
kde: $i_l = 2$... počet ložisek

$$F_{r1} = \frac{315,48 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{r1} = 1547,43 \text{ N}$$

5.3 Návrh vstupního ložiska

Vstupní ložisko musí být schopno přenášet celkovou axiální sílu a také radiální sílu na jedno ložisko. Zvolila jsem soudečkové ložisko, které má dvě řady valivých tělísek, společnou kulovou oběžnou dráhu vnějšího kroužku a dvě oběžné dráhy vnitřního kroužku. Ložisko je naklápěcí díky tomu, že střed koule oběžné dráhy vnějšího kroužku je v ose ložiska (obr. 15). Průhyb hřídele může způsobit nesouosost hřídele vzhledem k tělesu, naklápění ložisek tuto nesouosost vyrovnává.



Obr. 15 Naklápění ložiska [17]

Z katalogu firmy SKF jsem zvolila axiální soudečkové ložisko typu 22313 EK. Ložisko v provedení E má optimalizovanou vnitřní konstrukci pro zvýšenou únosnost [18]. Ložisko je uloženo v samostatném ložiskovém domku typ FSNL 516-613 firmy SKF a proti posunutí je zajištěno distančními kroužky FRB 5/140. Ložisko má kuželovou díru, proto je nutné použití upínacího pouzdra – typ H2313. Mazání je řešeno tlakovou maznicí. [19] Parametry ložiska jsou uvedeny v tabulce 7.

Tab. 7 Parametry ložiska [18]

Základní dynamická únosnost	C	357	kN
Základní statická únosnost	C ₀	360	kN
Koeficient pro statické zatížení	Y ₀	1,8	-
Koeficient	e	0,35	-
Koeficient pro radiální sílu	Y ₁	1,9	-
Koeficient pro axiální sílu	Y ₂	2,9	-
Exponent trvanlivosti, pro ložiska s čárovým stykem	p'	10/3	-

Zvolené soudečkové ložisko je montováno pomocí upínacího pouzdra na hladké hřídeli bez opěrné plochy. Velikost axiálního zatížení tak závisí na tření mezi hřídelí a pouzdrem.

Přípustné axiální zatížení je dáno vztahem:

$$F_{ap} = 0,003 \cdot B \cdot d_1 \quad [kN] \quad (24)$$

kde: $B = 48 \text{ mm}$... šířka ložiska

$d_1 = 60 \text{ mm}$... průměr díry ložiska

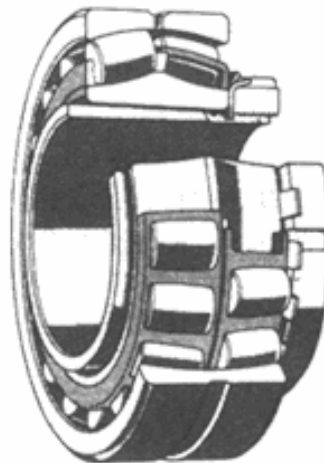
$$F_{ap} = 0,003 \cdot 48 \cdot 60$$

$$F_{ap} = 8,64 \text{ kN}$$

Je nutné zkontrolovat, zda axiální zatížení nepřekračuje hodnotu přípustného axiálního zatížení, které se určí ze vztahu:

$$F_{ap} > F_a$$

$$8,64 > 2,71 \rightarrow \text{vyhovuje}$$



Obr. 16 Ložisko s upínacím pouzdrem [19]

5.4 Výpočet trvanlivosti ložiska

Stanovení trvanlivosti ložiska jsem stanovila podle online výpočtové aplikace na webových stránkách výrobce SKF.

Poměr axiální a radiální síly musí být větší než koeficient e .

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad (25)$$

$$\frac{2,71}{1,55} > e$$

$$1,75 > 0,35 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet ekvivalentního statického zatížení:

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [kN] \quad (26)$$

$$P_e = 1,55 + 1,8 \cdot 2,71$$

$$P_e = 6,43 \text{ kN}$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení:

$$P_e = Y_1 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad [kN] \quad (27)$$

$$P_e = 1,9 \cdot 1,55 + 2,9 \cdot 2,71$$

$$P_e = 10,80 \text{ kN}$$

Základní trvanlivost ložiska 10^6 :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_e} \right)^{p'} \quad [10^6 \text{ ot}] \quad (28)$$

$$L_{10} = \left(\frac{357}{10,80} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 115\,917,29 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

Základní trvanlivost ložiska – hodiny:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_e} \right)^{p'} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_v} \quad [\text{hod}] \quad (29)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{357}{10,80} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 38}$$

$$L_{10h} = 50\,840\,914,65 \text{ hod}$$

Navrhované ložisko svou trvanlivostí vyhovuje.

5.5 Návrh koncového ložiska

Koncové ložisko nezachytává axiální síly a v ložiskovém domku je uloženo volně. Koncové ložisko jsem zvolila stejné jako vstupní - axiální soudečkové ložisko typu 22313 EK s upínacím pouzdrem H2313, ale jsou odstraněny distanční kroužky, aby byla zajištěna axiální volnost ložiska. Ložiskový domek je také shodný (FSNL 516-613).

Pro koncové ložisko není nutné provádět kontrolu trvanlivosti, protože bude zatíženo pouze radiálně a tudíž menší silou než ložisko vstupní, které svou trvanlivostí vyhovuje.

6 Pevnostní kontrola

Šnek je namáhán na ohyb a krut, proto je nutné zkontrolovat hřídel na kombinaci těchto napětí. Dále provedu kontrolu průměru hřídele čepu a kontrolu pera.

6.1 Kontrola na ohyb

Pro výpočet maximálního ohybového momentu potřebuji znát tíhu hřídele:

$$F_g = m_{celk} \cdot g \quad [N] \quad (30)$$

$$F_g = 315,48 \cdot 9,81$$

$$F_g = 3094,86 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment dle [11], str. 45.

$$M_{omax} = \frac{F_g \cdot l}{4} \quad [N \cdot m] \quad (31)$$

$$M_{omax} = \frac{3094,86 \cdot 7,478}{4}$$

$$M_{omax} = 5785,84 \text{ N} \cdot m$$

Modul průřezu v ohybu pro mezikružší:

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D_t^4 - d_t^4)}{32 \cdot D_t} \quad [m^3] \quad (32)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (0,168^4 - 0,152^4)}{32 \cdot 0,168}$$

$$W_o = 1,54 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \quad [MPa] \quad (33)$$

$$\sigma_o = \frac{5785,84}{1,54 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_o = 37\,570\,380 \text{ Pa} = 37,57 \text{ MPa}$$

6.2 Kontrola na krut

Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D_t^4 - d_t^4)}{16 \cdot D_t} \quad [m^3] \quad (34)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (0,168^4 - 0,152^4)}{16 \cdot 0,168}$$

$$W_k = 3,07 \cdot 10^{-4} \, m^3$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad [MPa] \quad (35)$$

$$\tau_k = \frac{555}{3,07 \cdot 10^{-4}}$$

$$\tau_k = 1\,807\,817,59 \, Pa = 1,81 \, MPa$$

6.3 Bezpečnost

Výpočet redukovaného napětí podle hypotézy HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad [MPa] \quad (36)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{37,57^2 + 3 \cdot 1,81^2}$$

$$\sigma_{red} = 37,7 \, MPa$$

Šnek je vyroben z materiálu S235JR – mez kluzu $R_e = 235 \, MPa$ dle [11], str. 54.

Bezpečnost pevnostní kontroly šneku bude:

$$k' = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad [-] \quad (37)$$

$$k' = \frac{235}{37,7}$$

$$k' = 6,23$$

Navržená šneková hřídel pevnostní kontrole vyhovuje.

6.4 Kontrola průměru vstupního čepu

Při návrhu vstupního čepu jsem zvolila průměr hřídele $d_{\text{č}} = 35 \text{ mm}$. Krouticí moment přenáší pero těsně lícované v drážce hřídele. Hodnota krouticího momentu je vysoká, proto provedu kontrolu, zda je navržený průměr dostatečný. Dovolené napětí v krutu $\tau_{\text{dovk}} = 80 \text{ MPa}$ pro mat. S235JR dle [11], str. 55.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{\text{č}}^3}{16}} \quad [\text{MPa}] \quad (38)$$

$$\tau_k = \frac{555\,000}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16}}$$

$$\tau_k = 65,93 \text{ MPa}$$

$$\tau_k \leq \tau_{\text{dovk}} \quad (39)$$

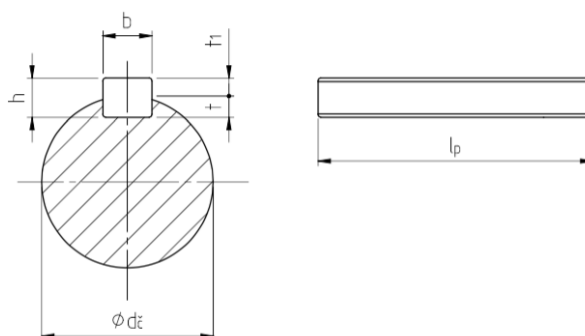
$$65,93 < 80 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.5 Kontrola pera

Na základě průměru hřídele čepu jsem zvolila PERO 10P9x8x56 ČSN 02 2562. Rozměry pera jsou uvedeny v tabulce 8. Kontrolu pera jsem provedla dle [20], str. 80.

Tab. 8 Rozměry pera

Šířka pera	b	10	mm
Výška pera	h	8	mm
Hloubka pera v hřídeli	t	4,7	mm
Hloubka pera v náboji	t ₁	3,3	mm
Délka pera	l _p	56	mm



Obr. 17 Rozměrový náčrt pera

Výpočet síly působící na pero:

$$F_p = \frac{M_k}{\frac{d_{\xi}}{2}} \quad [N] \quad (40)$$

$$F_p = \frac{555\,000}{\frac{35}{2}}$$

$$F_p = 31\,714,29 \text{ N}$$

Kontrola pera na otlačení v hřídeli:

$$p_p = \frac{F_p}{t \cdot l_p} \quad [MPa] \quad (41)$$

$$p_p = \frac{31\,714,29}{4,7 \cdot 56}$$

$$p_p = 120,50 \text{ MPa}$$

Vypočítaný tlak pera na hřídel musí být menší než dovolený tlak $p_{dov} = 150 \text{ MPa}$ dle [20], str. 80.

$$p_p \leq p_{dov} \quad (42)$$

$$120,50 < 150 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola pera na střih:

$$\tau_s = \frac{F_p}{b \cdot l_p} \quad [MPa] \quad (43)$$

$$\tau_s = \frac{31\,714,29}{10 \cdot 56}$$

$$\tau_s = 56,63 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí ve střihu $\tau_{dovs} = 75 \text{ MPa}$ dle [11], str. 54.

$$\tau_s \leq \tau_{dovs} \quad (44)$$

$$56,63 < 75 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

7 Vlivy působící na tuhost šnekového hřídele

Je nutné definovat, co tuhost v tomto případě znamená. Tuhost je vztah mezi deformací tělesa a silami (vnějšími i vnitřními), které na toto těleso působí. V konkrétních úlohách se pak řeší, zda deformace tělesa nepřesáhla dovolenou hodnotu. [21]

V mém případě těleso představuje hřídel (šnek), na který působí tíhová síla zapříčiněná vlastní hmotností tělesa. Tuhost šnekového hřídele je charakterizována průhybem, což je měřitelná veličina, kterou se v této kapitole zabývám. Tíhová síla není jediná síla, která na těleso působí, ale na průhyb má nejzásadnější vliv.

7.1 Listy šnekovnice na šnekové hřídeli

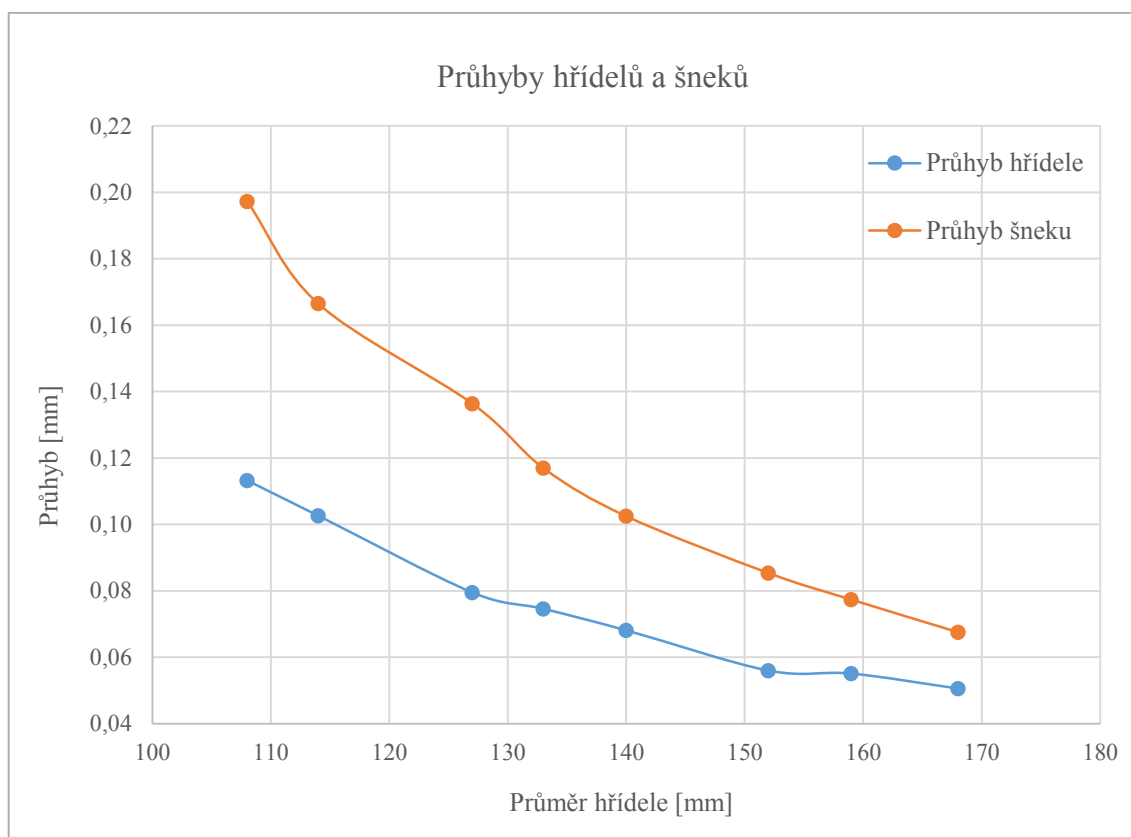
Jedním z cílů této práce je zjistit, jakým způsobem ovlivňuje navařená šnekovnice tuhost samotné hřídele.

Pro posouzení jsem vytvořila 3D modely hřídelů (trubek) a šneků (trubek se šnekovnicí) v sérii průměrů, které jsou využívány pro šnekové dopravníky velikosti 320. Délky všech modelů jsou stejné - 3 metry. Tloušťky trubek jsou také totožné - 8 mm a šnekovnice mají tloušťku 4 mm. Následně jsem provedla pro každý model pevnostní analýzu, jejímž výsledkem byla hodnota průhybu. Velikosti průhybů jsou uvedeny v tabulce 9, včetně hmotností jednotlivých modelů.

Tab. 9 Průhyby hřídelů a šneků

Průměr hřídele	Průhyb hřídele	Hmotnost hřídele	Průhyb šneku	Hmotnost šneku	Rozdíl průhybů
[mm]	[mm]	[kg]	[mm]	[kg]	[mm]
108	0,1132	59,188	0,1973	80,166	0,0841
114	0,1026	62,739	0,1665	83,409	0,0639
127	0,0795	70,433	0,1364	90,379	0,0569
133	0,0746	73,985	0,1170	93,570	0,0424
140	0,0681	78,128	0,1025	97,271	0,0344
152	0,0560	85,230	0,0854	103,564	0,0294
159	0,0551	89,373	0,0774	107,203	0,0223
168	0,0506	94,700	0,0676	111,850	0,0170

Pro přehlednost jsem z hodnot uvedených v tabulce vytvořila graf na obr. 18, který srovnává průhyby hřídelů a šneků.



Obr. 18 Graf průhybů

Z grafu je patrné, že největší rozdíl v hodnotě průhybu má trubka s průměrem 108 mm. S rostoucím průměrem hřídele klesá rozdíl v průhybech hřídele a šneku. Tento jev je dán především tím, že trubka o průměru 108 mm má největší objem šnekovnice. Čím větší jsou průměry trubek, tím menší je objem šnekovnice.

Hmotnost má na průhyb také vliv. Největší podíl na hmotnosti má hřídel, hmotnost šnekovnice tvoří menší část. Zde ale nastává zvláštní děj – šnek s největší hmotností má nejmenší průhyb.

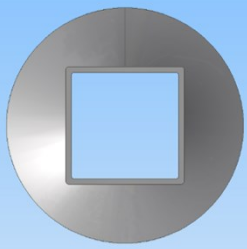
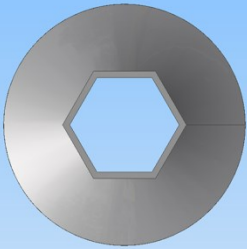
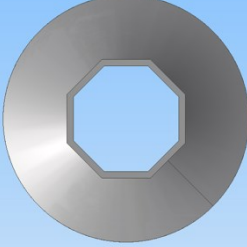
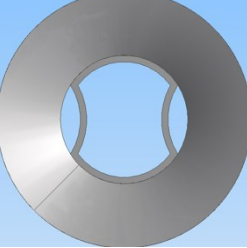
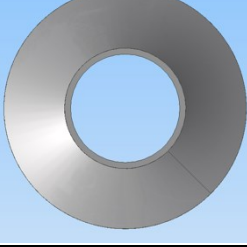
Z výsledků pevnostních analýz vyplývá, že navařené listy šnekovnice snižují tuhost šnekového hřídele, čímž způsobují větší průhyb než při průhybu samotné hřídele. Tuhost šnekového hřídele nejvíce ovlivňuje volba průměru trubky. Větší průměr je tužší, než průměr malý. Navařená šnekovnice pouze zvyšuje hmotnost hřídele a průhyb zvětšuje.

7.2 Odlišné průřezy šnekového hřídele

Dalším z úkolů této práce bylo zjistit, možnost využití jiného průřezu hřídele. Zvolila jsem několik tvarů hřídelů, které vychází ze základních geometrických obrazců. Pro posuzování jsem si opět vytvořila 3D modely a provedla pevnostní analýzy. Modely

mají délku 5 metrů a podobný rozměr průřezu. Výsledky analýz jednotlivých profilů jsou uvedeny v tabulce 10.

Tab. 10 Tabulka profilů

Profil	Rozměr	Průhyb	Hmotnost
	Čtvercový profil (jackl), velikost 160x160 mm, tloušťka 8 mm	0,4491 mm	196,425 kg
	Šestihranný profil, vepsaný kružnici o průměru 160 mm, tloušťka 8 mm	0,8667 mm	171,376 kg
	Osmihranný profil, vepsaný kružnici o průměru 160 mm, tloušťka 8 mm	0,6954 mm	173,115 kg
	Profil tvořen trubicí o průměru 160 mm, otočením okrajů, tl. 8 mm	0,4958 mm	178,835 kg
	Trubka o průměru 160 mm, tloušťka 8 mm	0,4524 mm	179,536 kg

Z tabulky 10 vyplývá, že nejmenší průhyb má čtvercový profil, který je jen o pár setin milimetrů menší než průhyb trubky. Ostatní profily mají průhyb větší, takže jejich použití není tak výhodné jako použití kruhové trubky.

O využití čtvercového profilu by se dalo uvažovat jako o alternativě trubek, jsou dostupné v mnoha rozměrech stejně jako trubky. Navařování šnekovnice by zřejmě bylo trochu složitější, ale ne nemožné. Problém může nastat při pohybu šneku, protože obvod čtverce při otáčení neopisuje stejnou dráhu, dráha je proměnná a tím by mohlo docházet ke značnému házení šneku. Tomuto jevu by se muselo přizpůsobit uložení šneku. Nekruhové hřídele se nevyužívají také proto, že se při kroucení jejich průřez bortí. Při navrhování hřídele se čtvercovým profilem by bylo nutné provést pevnostní kontrolu na zkrut a také zjistit úhel zkroucení.

Závěr

V úvodu práce jsem se věnovala současnému stavu konstrukčních řešení šnekových dopravníků. Jsou uvedeny výhody, nevýhody a příklady využití šnekových dopravníků. Dále jsou popsány jednotlivé části – žlaby, typy šnekovnic, atd.

Ve výpočtové části jsem se zaměřila na určení maximálně dosažitelné délky šnekové hřídele pro provedení s kruhovou trubkou. Šneková hřídel se vlivem vlastní hmotnosti prohýbá a s narůstající délkou hodnota průhybu roste. Proto jsem pro vybrané průměry trubek vypočítala závislost průhybu na délce hřídele. Nejmenšího průhybu na největší délce dosáhla trubka s průměrem 168 mm. Pro tento průměr (s ohledem na zvolenou bezpečnost) je maximálně dosažitelná délka mezi ložisky 8 metrů. Tuhost hřídele ovlivňuje také šnekovnice, proto jsem pro vlastní konstrukční řešení navrhla délku šneku 7000 mm, přičemž ložisková vzdálenost je 7478 mm a dopravní vzdálenost je 6540 mm. Numerické výpočty jsem si následně ověřila pevnostní analýzou v programu Autodesk Inventor 2014. Vytvořila jsem zjednodušené modely trubky a také šneku podle navržených parametrů. Hodnota průhybu trubky dle MKP se mírně lišila od numerického řešení, což mohlo být dáno odlišnými okrajovými podmínkami modelu.

Další kapitola je věnována návrhu pohonu. Zvolila jsem čelní převodový elektromotor od firmy SEW-EURODRIVE s výkonem 2,2 kW. Důležitým bodem práce byl také návrh uložení. Na základě provedených výpočtů jsem zvolila axiální naklápěcí soudečková ložiska od výrobce SKF. Ložiska jsou umístěna vně dopravníku v ložiskových tělesech. Nejvíce namáhané části dopravníku jsem pevnostně zkontrolovala.

Závěr bakalářské práce je věnován vlivům působícím na tuhost šnekové hřídele. Abych zjistila, jaký vliv má na tuhost hřídele šnekovnice, vytvořila jsem si 3D modely a zkoumala hodnoty průhybů v závislosti na průměru hřídele. Ze získaných hodnot jsem vytvořila tabulku a graf, ve kterých jsem porovnávala rozdíly průhybů samotné hřídele a hřídele se šnekovnicí. Z výsledků vyplynulo, že šnekovnice zvyšuje průhyb hřídele. Dále jsem posuzovala možnost využití jiného průřezu hřídele. Porovnávala jsem průhyby zvolených průřezů s kruhovým. Možnou alternativou by mohla být hřídel se čtvercovým průřezem.

Přiložená výkresová dokumentace obsahuje výrobní výkres šnekové hřídele a sestavný výkres šnekového dopravníku. Byla vypracována v programu AutoCAD LT 2016.

Seznam použitých zdrojů

- [1] DRAŽAN, F., KUPKA, L. a kol.: *Transportní zařízení*. Praha: SNTL/SVTL, 1966. 456 s.
- [2] *Screw conveyor design* [online]. 2011 [cit. 2015-12-17]. Dostupné z: <https://sseaim.es.wordpress.com/tag/screw-conveyor/>
- [3] *Screw flights* [online]. [cit. 2015-12-10]. Dostupné z: <http://bulknet.com.au/screw-flights/>
- [4] *Šnekové dopravníky* [online]. 2016 [cit. 2016-02-01]. Dostupné z: <http://www.agro.ingotto.sk/data/images/orig/snekovy-dopravnik.jpg>
- [5] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [6] *Doprava mechanická horizontální* [online]. 2012 [cit. 2016-02-01]. Dostupné z: <http://www.dsd-dostal.cz/index.php/cs/zamereni-spol/doprava/mechanicka-horizont>
- [7] *Conveyor engineering and manufacturing: Guardian shaft seals* [online]. [cit. 2016-02-01]. Dostupné z: <http://www.conveyoreng.com/wp-content/uploads/2011/12/DSC7717.jpg>
- [8] *U-Trough Augers* [online]. 2016 [cit. 2016-02-12]. Dostupné z: <http://www.honeyvillemetal.com/products/117/U-Trough-Augers>
- [9] POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [10] *Stavební hmoty: Cement* [online]. 2012 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://hgfl0.vsb.cz/546/VHZ1/vyuka/hmoty/cement.html>
- [11] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Praha: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [12] *Screw conveyor and bucket elevator: Engineering guide* [online]. 2016 [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: www.kwsmfg.com
- [13] *SEW EURODRIVE: Drive configurator* [online]. [cit. 2016-03-22]. Dostupné z: <https://portal.drivegate.biz/configurator>
- [14] *Spojky BKN* [online]. [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <http://www.slovsetra.sk/?q=content/spojky-bkn>

- [15] *Ferona: Trubka bežešvá hladká kruhová* [online]. 2004 – 2016 [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?search_type=0&searchtext=&material=0&druh=319&typ_normy=0&norma=&r1=&r2=&r3=&r4=&only_name=0&exact_norm=0&from=50
- [16] *Výpočet dopravního řetězu* [online]. [cit. 2016-04-10]. Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf
- [17] *Soudečková ložiska SKF* [online]. [cit. 2016-04-12]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html>
- [18] *Soudečková ložiska na upínacím pouzdru SKF* [online]. [cit. 2016-04-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/on-an-adapter-sleeve/index.html?designation=BD-22313%20EK-H%202313>
- [19] *Exvalos: Soudečková ložiska* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/valiva-loziska/soudeckova-loziska/>
- [20] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010. ISBN 978-248-1290-8
- [21] HALAMA, Radim a kol. *Pružnost a pevnost - interaktivní studijní materiál* [online]. 2012 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/pruznost_pevnost_obraz.pdf

Seznam příloh

- Příloha A: Sestavný výkres šnekového dopravníku – KUC0201-BP-ŠD320-001
- Příloha B: Výrobní výkres šnekové hřídele - KUC0201-BP-ŠD320-002
- Příloha C: Převodový elektromotor SEW EURODRIVE
- Příloha D: Ložisko SKF
- Příloha E: Ložiskové těleso SKF

Poděkování

Děkuji Ing. Janu Nečasovi, Ph.D. za rady a odbornou pomoc při zpracování bakalářské práce. Děkuji firmě DSD-Dostál a.s., za umožnění zpracování bakalářské práce a jejím zaměstnancům za cenné rady a připomínky. Dále děkuji Centru ENET, VŠB – TU Ostrava za možnost využití jeho výzkumné infrastruktury. Poděkování patří také celé mé rodině za podporu při studiu.